

**【特許請求の範囲】**

【請求項1】 エンジン（E）と、該エンジン（E）が備えるクランクシャフト（5）の軸線に沿う一端側でエンジン（E）に結合されるトランスミッション（T）とで構成されるパワープラント（P）が、第1の弾性材（23、25）をそれぞれ含むとともに上下減衰係数のピーク周波数を設定可能として前記パワープラント

（P）の略慣性主軸上に配置されるエンジン側メインマウント（6）およびトランスミッション側メインマウント（7）を介して車体フレーム（F）に支持され、前記クランクシャフト（5）の軸線に略直交する平面内で略水平に配置されて第2の弾性材（39、40；46、47）を含む上下一対のトルクロッド（38、45）が、前記トランスミッション（T）から延出される駆動軸（48L、48R）の上方および下方で前記パワープラント（P）および車体フレーム（F）間に設けられ、前記両メインマウント（6、7）および前記両トルクロッド（38、45）を含むマウント系の上下固有値が5～7Hzに設定されるとともに前記マウント系の前記慣性主軸まわりのロール固有値が7～10Hzにそれぞれ設定され、前記両メインマウント（6、7）の減衰ピーク周波数が9～15Hzに設定されることを特徴とする車両用パワープラントのマウント装置。

【請求項2】 エンジン（E）と、該エンジン（E）が備えるクランクシャフト（5）の軸線に沿う一端側でエンジン（E）に結合されるトランスミッション（T）とで構成されるパワープラント（P）が、第1の弾性材（23、25）をそれぞれ含むとともに上下減衰係数のピーク周波数を設定可能として前記パワープラント（P）の略慣性主軸上に配置されるエンジン側メインマウント（6）およびトランスミッション側メインマウント（7）を介して車体フレーム（F）に支持され、前記クランクシャフト（5）の軸線に略直交する平面内で略水平に配置されて第2の弾性材（39、40；46、47）を含む上下一対のトルクロッド（38、45）が、前記トランスミッション（T）から延出される駆動軸（48L、48R）の上方および下方で前記パワープラント（P）および車体フレーム（F）間に設けられ、5～15Hzの周波数帯域が上、中、下の3つの帯域に分けて設定され、前記両メインマウント（6、7）および前記両トルクロッド（38、45）を含むマウント系の上下固有値が下帯域に設定され、前記マウント系の前記慣性主軸まわりのロール固有値が中帯域に設定され、前記両メインマウント（6、7）の減衰ピーク周波数が上帯域に設定されることを特徴とする車両用パワープラントのマウント装置。

**【発明の詳細な説明】****【0001】**

【発明の属する技術分野】 本発明は、エンジンと、該エンジンが備えるクランクシャフトの軸線に沿う一端側で

エンジンに結合されるトランスミッションとで構成されるパワープラントを、車体フレームに搭載するためのマウント装置の改良に関する。

**【0002】**

【従来の技術】 従来、エンジンと、該エンジンに結合されるトランスミッションとで構成されるパワープラントを、パワープラントの慣性主軸に沿う両側2点と、前記慣性主軸と略直交する方向に沿う両側2点とで車体フレームにマウントされる慣性主軸4点支持方式のマウント装置が、前輪駆動車等で一般的に実施されている。

【0003】 このような慣性主軸4点支持方式のマウント装置での上下固有値は7～10Hz、ロール固有値は10～15Hzに設定されるのが一般的である。そして、パワープラントの慣性主軸に沿う両側2点であるメインマウントの減衰ピーク値を上記設定に応じて6～9Hzに設定することで、上下固有値制振により乗り心地を向上するようにしており、またその上の周波数領域（上下固有値の反共振領域）は、ロールモードの連成チューニングによって乗り心地を向上する手法をとっている。

**【0004】**

【発明が解決しようとする課題】 ところが、上記従来の慣性主軸4点支持方式のマウント装置では、4点のマウントのばね特性が上下方向とロール方向で連成するためチューニングが困難で、乗り心地周波数（5～15Hz）全体での乗り心地を向上することが難しい。

【0005】 一方、上記従来の慣性主軸4点支持方式のマウント装置よりも支持剛性の低いトルクロッド方式のマウント装置が、たとえば特許第2562485号公報等で知られており、このようなトルクロッド方式のマウント装置を用いると、上下方向にはトルクロッドのばね特性が影響しないため、上下方向とロール方向でばね特性は連成せず、チューニングの自由度が広がるが、上記特許第2562485号公報には、乗り心地周波数全体での乗り心地を向上するための手法が開示されていない。

【0006】 本発明は、かかる事情に鑑みてなされたものであり、乗り心地周波数全体での乗り心地を向上可能とした車両用パワープラントのマウント装置を提供することを目的とする。

**【0007】**

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するために、請求項1記載の発明は、エンジンと、該エンジンが備えるクランクシャフトの軸線に沿う一端側でエンジンに結合されるトランスミッションとで構成されるパワープラントが、第1の弾性材をそれぞれ含むとともに上下減衰係数のピーク周波数を設定可能として前記パワープラントの略慣性主軸上に配置されるエンジン側メインマウントおよびトランスミッション側メインマウントを介して車体フレームに支持され、前記クランクシャフトの

軸線に略直交する平面内で略水平に配置されて第2の弾性材を含む上下一対のトルクロッドが、前記トランスミッションから延出される駆動軸の上方および下方で前記パワープラントおよび車体フレーム間に設けられ、前記両メインマウントおよび前記両トルクロッドを含むマウント系の上下固有値が5～7Hzに設定されるとともに前記マウント系の前記慣性主軸まわりのロール固有値が7～10Hzにそれぞれ設定され、前記両メインマウントの減衰ピーク周波数が9～15Hzに設定されることを特徴とする。

【0008】上記請求項1記載の発明の構成によれば、マウント系の上下固有値が5～7Hzに設定されることにより、上下固有値ダイナミックダンパー効果が得られ、またマウント系の慣性主軸まわりのロール固有値が7～10Hzに設定されることにより上下ロールモード連成によるダイナミックダンパー効果が得られ、さらに両メインマウントの減衰ピーク周波数が9～15Hzに設定されることにより、メインマウントの減衰設定による車体フレーム応答制振効果が得られる。これにより、乗り心地周波数である5～15Hz全体での乗り心地を向上することが可能となる。

【0009】また上記目的を達成するために、請求項2記載の発明は、エンジンと、該エンジンが備えるクランクシャフトの軸線に沿う一端側でエンジンに結合されるトランスミッションとで構成されるパワープラントが、第1の弾性材をそれぞれ含むとともに上下減衰係数のピーク周波数を設定可能として前記パワープラントの略慣性主軸上に配置されるエンジン側メインマウントおよびトランスミッション側メインマウンドを介して車体フレームに支持され、前記クランクシャフトの軸線に略直交する平面内で略水平に配置されて第2の弾性材を含む上下一対のトルクロッドが、前記トランスミッションから延出される駆動軸の上方および下方で前記パワープラントおよび車体フレーム間に設けられ、5～15Hzの周波数帯域が上、中、下の3つの帯域に分けて設定され、前記両メインマウントおよび前記両トルクロッドを含むマウント系の上下固有値が下帯域に設定され、前記マウント系の前記慣性主軸まわりのロール固有値が中帯域に設定され、前記両メインマウントの減衰ピーク周波数が上帯域に設定されることを特徴とする。

【0010】上記請求項2記載の発明の構成によれば、5～15Hzの周波数帯域が上、中、下の3つの帯域に分けられ、マウント系の上下固有値が下帯域に設定されることにより、上下固有値ダイナミックダンパー効果が得られ、またマウント系の慣性主軸まわりのロール固有値が中帯域に設定されることにより上下ロールモード連成によるダイナミックダンパー効果が得られ、さらに両メインマウントの減衰ピーク周波数が上帯域に設定されることにより、メインマウント減衰設定による車体フレーム応答制振効果が得られる。これにより、乗り心地周

波数である5～15Hz全体での乗り心地を向上することが可能となる。

【0011】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を、添付の図面に示した本発明の一実施例に基づいて説明する。

【0012】図1～図5は本発明の一実施例を示すものであり、図1はパワープラントの車両への搭載状態を示す一部切欠き平面図、図2は図1の2矢視側面図、図3は図1の3矢視側面図、図4はエンジン側メインマウントの縦断面図、図5は振動減衰特性を従来のものと対比して示す図である。

【0013】先ず図1～図3において、このパワープラントPは、フロントエンジン・フロントドライブ（FF）の車両Vに搭載されるものであり、クランクシャフト5を車両Vの幅方向に沿わせた横置きエンジンEと、前記クランクシャフト5の軸線に沿う一端側でエンジンEに結合されるトランスミッションTとで構成される。

【0014】またパワープラントPは、その略慣性主軸に配置されるエンジン側メインマウント6およびトランスミッション側メインマウント7を介して車体フレームFに支持される。すなわちクランクシャフト5の軸線に沿う他端側でエンジンEのシリンダブロック8およびシリンダヘッド9にブラケット10が取付けられており、車体フレームFにおける右側のフロントサイドフレーム11および前記ブラケット10間にエンジン側メインマウント6が介設される。また車体フレームFにおける左側のフロントサイドフレーム12にはブラケット13が取付けられており、トランスミッションTのミッションケース14および前記ブラケット13間にトランスミッション側メインマウント7が介設される。

【0015】図4において、エンジン側メインマウント6は、円筒状のケーシング主部21aと、該ケーシング主部21aの下端から半径方向外方に張り出すフランジ部21bとを有するケーシング21を備えており、前記ケーシング主部21aの内側に嵌合する略筒状の外筒22が、ケーシング主部21aの上端に形成されるかしめ部21cでケーシング21に固定される。外筒22の内周には弾性材23が焼き付けにより固定され、その弾性材23の内周にカップ状の内筒24が焼き付けにより固定される。またケーシング主部21aの下端には、カップ状の弾性材25が焼き付けにより固定され、その弾性材25の上縁には隔壁26が焼き付けにより固定される。

【0016】隔壁26および弾性材23間には第1液室27が形成され、隔壁26および弾性材25間には第2液室28が形成され、第1および第2液室27、28は隔壁26に設けられるオリフィス26aを介して相互に連通する。

【0017】また弾性材23およびケーシング主部21aの中間部間には車体の前後方向に位置する第3および第4液室29、30が形成され、第3および第4液室29、30は、図示しないオリフィスを介して相互に通連する。

【0018】而してケーシング21のフランジ部21bは、複数のボルト31…およびナット32…で車体フレームFのフロントサイドフレーム11に固定され、内筒24に固定される支持板33が、エンジンEに取付けられたブラケット10にボルト34…およびナット35…で固定される。

【0019】このようなエンジン側メインマウント6によれば、第1および第2液室27、28の容積が交互に増減するようにして液体がオリフィス26aを通過することにより、パワープラントPの上下振動を抑制する減衰力が発生する。また第3および第4液室29、30の容積が交互に増減するようにして液体が図示しないオリフィスを通過することにより、パワープラントPの前後振動を抑制する減衰力が発生する。

【0020】而してオリフィス26aの寸法を調整することで、上下減衰係数のピーク周波数を設定することが可能である。

【0021】トランスミッション側メインマウント7は、上下減衰係数のピーク周波数を設定可能として上記エンジン側メインマウント6と同様に構成されるものであり、詳細な説明を省略する。

【0022】再び図1～図3において、車体フレームFは、右側のフロントサイドフレーム11の上方に配置されるブラケット37を備えており、このブラケット37と、パワープラントPにおけるエンジンEのシリンダブロック8およびシリンダヘッド9に取付けられたブラケット10との間に、クランクシャフト5の軸線に略直交する平面内で略水平に配置されるトルクロッド38が設けられる。このトルクロッド38は両端に弾性材39、40を備えるものであり、トルクロッド38の前端はクランクシャフト5と平行な軸線まわりの回動を可能としてブラケット10に弾性材39を介して連結され、トルクロッド38の後端はクランクシャフト5と平行な軸線まわりの回動を可能としてブラケット37に弾性材40を介して連結される。

【0023】また車体フレームFは、パワープラントPの後方で両フロントサイドフレーム11、12間を結ぶクロスメンバー41を備えており、このクロスメンバー41に設けられたブラケット42と、パワープラントPにおけるエンジンEのクランクケース44に取付けられたブラケット43との間に、クランクシャフト5の軸線に略直交する平面内で略水平に配置されるトルクロッド45が設けられる。このトルクロッド45は両端に弾性材46、47を備えるものであり、トルクロッド45の前端はクランクシャフト5と平行な軸線まわりの回動を

可能としてブラケット43に弾性材46を介して連結され、トルクロッド45の後端はクランクシャフト5と平行な軸線まわりの回動を可能としてブラケット42に弾性材47を介して連結される。

【0024】しかも一方のトルクロッド38は、パワープラントPにおけるトランスミッションTから左右に延出される駆動軸48L、48Rの上方に配置されるのに対し、他方のトルクロッド45は前記駆動軸48L、48Rの下方に配置される。

【0025】このようなマウント装置において、乗り心地周波数である5～15Hzの周波数帯域が、たとえば5～7Hzの帯域である下帯域と、たとえば7～10Hzの帯域である中帯域と、たとえば9～15Hzの帯域である上帯域とに分けて設定される。

【0026】而してエンジン側およびトランスミッション側メインマウント6、7および一对のトルクロッド38、45を含むマウント系の上下固有値が下帯域(5～7Hz)に設定され、前記マウント系の前記慣性主軸まわりのロール固有値が中帯域(7～10Hz)に設定され、両メインマウント6、7の減衰ピーク周波数が上帯域(9～15Hz)に設定される。

【0027】これに対し、従来の慣性主軸4点支持方式のマウント装置における上下固有値は10Hz程度であり、本発明のマウント装置では上下固有値が従来のものよりも低く設定される。また従来の慣性主軸4点支持方式のマウント装置におけるロール固有値は16Hz程度であり、本発明のマウント装置ではロール固有値が従来のものよりも低く設定される。さらに従来の慣性主軸4点支持方式のマウント装置における両メインマウントの減衰ピーク周波数は6～8Hzであり、本発明のマウント装置における両メインマウント6、7の減衰ピーク周波数は従来のものよりも高く設定される。

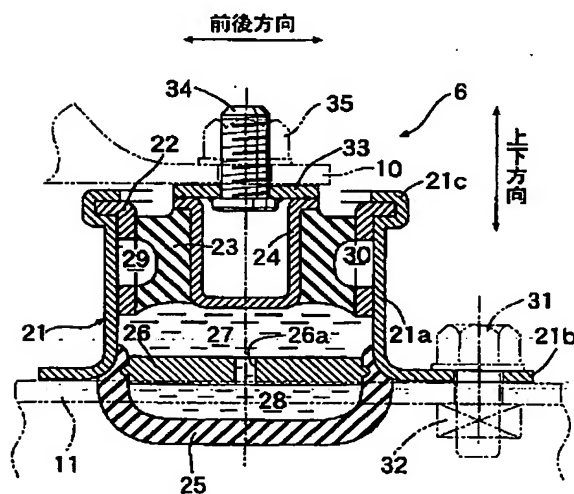
【0028】次にこの実施例の作用について図5を参照しながら説明すると、5～15Hzの周波数帯域が上、中、下の3つの帯域に分けられ、両メインマウント6、7および両トルクロッド38、45を含むマウント系の上下固有値が下帯域に設定され、マウント系の慣性主軸まわりのロール固有値が中帯域に設定され、両メインマウント6、7の減衰ピーク周波数が上帯域に設定されている。

【0029】これにより5～15Hzの周波数帯域のうち下帯域では上下固有値ダイナミックダンパー効果が得られ、また中帯域では上下ロールモード連成によるダイナミックダンパー効果が得られ、さら上帯域では両メインマウント6、7の減衰設定による車体フレーム応答制振効果が得られる。したがって図5の実線で示すように、乗り心地周波数5～15Hzの全域にわたって、たとえば「-10dB」の振動遮断量を達成することができ、乗り心地周波数である5～15Hz全体での乗り心地を向上することが可能となる。

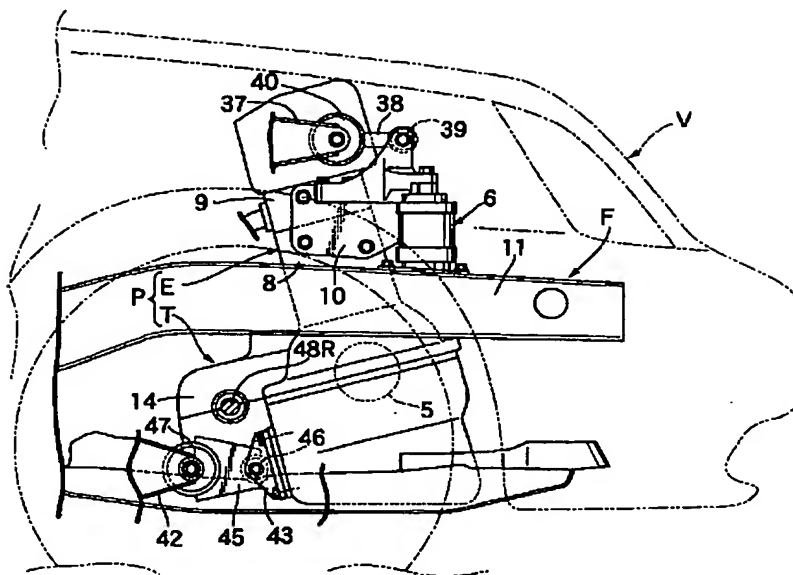
【図2】図1の2矢視側面図である。

T・・・トランスミッション

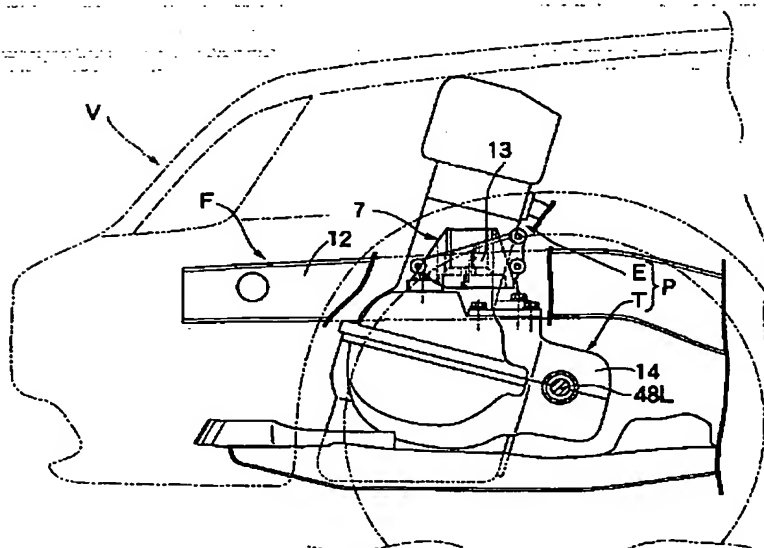
【図 4】



【図2】



【図3】



【図5】

